



## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine, wobei jedem Zylinder in einem vorbestimmten Drehwinkelbereich der Kurbelwelle Gas entnommen wird, dieses Gas einem Zwischenspeicher zugeführt und sodann in einem anderen Drehwinkelbereich der Kurbelwelle dem Zylinder wieder zugeführt wird. Weiters betrifft die Erfindung eine Brennkraftmaschine zur Ausübung dieses Verfahrens.

Bei bekannten Verfahren der genannten Art wird dem Zylinder in einer Phase hohen Druckes Gas entnommen und in einen Zwischenbehälter übergeleitet. Dieses Gas wird entweder zur Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum (Gemischeinblasung), oder, bei direkter Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum, zur Verbesserung der Verbrennung indem das Gas dem Einspritzstrahl nachgeblasen wird, verwendet. Das Speichervolumen ist in beiden Fällen im Vergleich zum Hubvolumen im Hinblick auf die Aufgabe, die es zu erfüllen hat, verhältnismäßig klein.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, durch Entnahme Speicherung und Wiederaufführung einer größeren Menge von Gas den Wirkungsgrad der Brennkraftmaschine, deren Kraftstoffverbrauch sowie deren Schadstoffemissionen zu verbessern. Erfindungsgemäß geschieht dies dadurch, daß das Gas dem Zylinder nach Brennende entnommen und aus dem Zwischenspeicher vor Beginn der Kompression und nach Einlaßventilschluß wieder zugeführt wird. Die Vorteile dieser RestgaszwischenSpeicherung und Rückführung desselben bei Beginn des Verdichtungsaktes, sind die Erzielung einer variablen Gesamtladungsmasse im Brennraum bei festgehaltener Frischluftladungsmasse. Damit kann ein variables effektives Verdichtungsverhältnis erzielt werden. Bei Otto-Motoren bedeutet dies z.B. in Leerlaufnahen Teillastgebieten eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades um etwa 30%. Außerdem tritt eine Verkürzung des Zündverzuges bei selbstzündenden Brennkraftmaschinen durch Anhebung der Ladungstemperatur ein. Die Stickoxidemission zufolge eines erhöhten Anteiles an Inertgas an der Gesamtladung wird verringert. Weiters ist von Vorteil, daß das geometrische Verdichtungsverhältnis für den Motor ohne interner Abgasrückführung abgesenkt werden kann. Das Startverhalten wird aufgrund der zufolge der Restgasüberschiebung möglichen hohen Ladungsmasse sowie Ladungstemperatur verbessert.

Bei selbstzündenden mischungsgeregelten Brennkraftmaschinen ergibt sich durch die interne Abgasrückführung in Teillastgebieten ein partieller Aufladeeffekt. Dies deswegen, weil aufgrund der herrschenden hohen Luftzahlen im Restgas noch ein ausreichender Anteil an unverbranntem Sauerstoff vorhanden ist.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung kann das Auslaßventil der Brennkraftmaschine nur auf einen Teil, z.B. 90% vom möglichen Gesamthub geöffnet und dann sehr schnell bis auf einen Hub von z.B. 10% geschlossen werden, wobei im Zylinder der Brennkraftmaschine komprimiertes Gas über ein über die Nockenwelle betätigtes Steuerventil in den Zwischenbehälter übergeschoben wird, und die Rückführung in den Zylinder vor Beginn der Kompression über das Steuerventil erfolgt. Diese Lösung hat den Vorteil, daß für das Steuerventil keine Phasenverschiebung zur Kurbelwellenlage zufolge unterschiedlicher Brennraumdrücke benötigt wird.

Eine Brennkraftmaschine zur Ausführung des erfindungsgemäßen Verfahrens ist dadurch gekennzeichnet, daß das Volumen des Zwischenbehälters weniger als 50%, vorzugsweise 15 bis 30% des Hubvolumens des Zylinders beträgt. Durch die relative Größe des Zwischenbehälters können die genannten Vorteile optimiert werden.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn in weiterer Ausgestaltung der Erfindung, zwischen dem Zylinder und dem Zwischenspeicher ein Verbindungskanal vorgesehen ist, der mittels eines in ihm angeordneten Überströmventiles in Abhängigkeit von mindestens einer Betriebskenngröße der Brennkraftmaschine steuerbar ist. Diese Betriebskenngröße kann vorzugsweise die Last und/oder die Drehzahl der Brennkraftmaschine oder der Druck und/oder die Temperatur im Brennraum der Brennkraftmaschine sein.

Bei einer Steuerung des Überströmventiles in Abhängigkeit vom Druck im Brennraum der Brennkraftmaschine kann nach einem weiteren Merkmal der Erfindung die Betätigung des Überströmventiles zum Verlauf des Druckes im Zylinder phasenverschiebbar sein.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 in schematischer Darstellung eine Brennkraftmaschine zur Ausübung des erfindungsgemäßen Verfahrens im Schnitt durch die Zylinderachse,

Fig. 2 ein Funktionsdiagramm zur Brennkraftmaschine nach Fig. 1,

Fig. 3 ein Detail einer erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine und

Fig. 4 dazu ein Federdiagramm.

Fig. 5 zeigt Funktionskennlinien einer weiteren Ausführungsform der Brennkraftmaschine gemäß der Erfindung.

Bei der in Fig. 1 dargestellten Viertakt-Brennkraftmaschine gemäß der Erfindung ist der Zylinder mit 1, der Kolben mit 2 und der Zylinderkopf mit 3 bezeichnet. Der Ladungswechsel des Brennraumes 4 erfolgt über den durch das Einlaßventil 5 gesteuerten Einlaßkanal 6 bzw. über den Auslaßkanal 7, welcher durch das Auslaßventil 8 gesteuert wird. Im oder in Verbindung mit dem Zylinderkopf 3 ist ein Zwischenspeicher 9 angeordnet, der über den Verbindungskanal 10 mit dem Brennraum 4 verbunden ist. Das in diesem Verbindungskanal 10 angeordnete Überströmventil ist mit 11 bezeichnet. Das Volumen des Zwischenspeichers 9 beträgt weniger als 50% des Hubvolumens des Zylinders 1, vorzugsweise jedoch 15 bis 30% davon.

Das Überströmventil 11 ist derart gesteuert, daß das Gas dem Zylinder nach Brennende entnommen, dem Zwischenbehälter 9 zugeleitet und aus dem Zwischenbehälter 9 vor Beginn der Kompression dem Brennraum 4 wieder zugeleitet wird. Das Ein- und Ausströmen von Gas in den Zwischenbehälter 9 bzw. aus diesem Zwischenbehälter ist durch die Pfeile 12 bzw. 13 symbolisiert.

Fig. 2 zeigt zur Brennkraftmaschine nach Fig. 1, über dem Kurbelwinkel für zwei Kurbelwellenumdrehungen aufgetragen, die Ventilerhebung 8' des Auslaßventiles 8, die Ventilerhebung 5' des Einlaßventils 5 sowie die

Ventilerhebung 11' des Überströmventils 11 in mm. Außerdem ist über dem Kurbelwinkel der Zylinderdruck 14 aufgetragen. Im ersten Kurbelwinkelabschnitt 0 bis 180°, der mit 15 bezeichnet ist, findet die Verbrennung bzw. das Expandieren im Zylinder 1 statt. Im zweiten Abschnitt 16 der bis zum OT reicht, wird das Gas ausgeschoben, im dritten Abschnitt 17 findet das Ansaugen und im vierten Abschnitt 18 bis zum OT das Verdichten statt.

Wie ersichtlich, sind die Ventilerhebungen des Auslaßventiles und des Einlaßventiles etwa gleich groß und überschneiden sich bei 360° KW nur ganz wenig. Im KW-Bereich 19 zwischen etwa 60° und 100° wird das Überströmventil 11 von einem auf einer mit halber Motordrehzahl umlaufenden Nockenwelle sitzenden Nocken etwa 2 mm angehoben, wobei eine Verbindung zwischen Brennraum 4 und Zwischenspeicher 9 entsteht. Dasselbe geschieht im KW-Bereich 20 zwischen 580° und 620° durch einen zweiten Nocken. In der ersten Öffnungsperiode, vor dem Ende des Abschnittes 15, wo noch ein Überdruck im Zylinder herrscht, strömt Gas aus dem Zylinder 1 in den Zwischenspeicher 9 ein. Umgekehrt strömt im Abschnitt 18, im KW-Bereich 20, das verdichtete Gas aus dem Zwischenspeicher 9 in den Brennraum 4, sodaß eine zusätzliche Ladungsverdichtung unter Vermehrung des Zylinderinhaltes stattfindet.

Das Überströmventil 11 kann auf verschiedene Weise (pneumatisch, mechanisch, elektrisch, hydraulisch usw.) betätigt werden.

Bei konstanten Steuerzeiten für das Überströmventil 11 ist der Druck im Zwischenspeicher 9 eine Funktion vom Motorbetriebszustand. Je nach Last und Drehzahl ist nämlich der Zylinderdruckverlauf in der Expansionsphase unterschiedlich.

Um diesem Phänomen bei Bedarf Rechnung zu tragen, kann im Rahmen der Erfindung das Überströmventil 11 zum Zylinderdruckverlauf phasenverschiebbar betätigt werden. Es kann aber auch der Steuermechanismus für dieses Überströmventil 11 von der Last, der Drehzahl oder von Druck und Temperatur im Zylinder abhängig gemacht werden.

Ein einfaches mechanisches Ausführungsbeispiel einer vom Druck im Zylinder abhängigen Steuerung des Überströmventiles 11 ist in Fig. 3 dargestellt und in seiner Funktion in Fig. 4 näher erläutert.

Das in Fig. 3 dargestellte Überströmventil 11 steuert den Verbindungskanal 10 und ist als Tellerventil ausgebildet. Die wirksame Fläche des Ventiltellers 21 ist mit A bezeichnet. Das Überströmventil weist auf seinem dem Ventilteller gegenüberliegenden Ende einen hohlzylindrischen Ansatz 22 auf, der über seinen Zwischenboden 23 mit dem Schaft 24 des Überströmventils 11 fest verbunden ist. An der Unterseite des Zwischenbodens 23 greift eine Schraubendruckfeder F2 an, welche das Überströmventil 11 in Schließrichtung belastet.

Über dem Überströmventil 11 befindet sich eine Nockenwelle 25, deren Achse 25' die Achse 11' des Überströmventils 11 schneidet. Diese Nockenwelle 25 läuft mit halber Motordrehzahl um und weist zwei um etwa 180° versetzte Nocken 26 und 27 auf, von denen einer das Überströmen von Gas in den Zwischenspeicher 9 in der Expansionsphase und der andere das Einblasen des gespeicherten Gases in den Zylinder in der Verdichtungsphase steuert. Die Nocken 26 und 27 arbeiten mit einem Stößel 28 zusammen, der ebenfalls hohlzylindrisch ausgebildet ist und durch die Schraubendruckfeder F1, welche sich an der Oberseite des Zwischenbodens 23 abstützt, an die Nockenwelle 25 angepreßt wird und so mit dieser kraftschlüssig verbunden ist. Der maximale Hub des Stößels 28 gegenüber dem hohlzylindrischen Ansatz 22 ist mit H1, der maximale Hub des hohlzylindrischen Ansatzes 22 gegenüber der Auflagefläche 29 der Feder F2 ist mit H2 bezeichnet.

Der Summenkraft aus Ventilkraft, bestimmt durch die Ventiltellerfläche A und dem Druck p im Brennraum 4, sowie der Federkraft F2 wirkt die Federkraft F1 entgegen, welche durch die Nocken 26 und 27 aus der gezeichneten Grundstellung heraus vergrößert wird.

Das Kräfte diagramm enthält Fig. 4. Es sind hier die in Richtung der Achse 11' des Überströmventiles 11 wirksamen Kräfte F über dem Hub H des Überströmventiles 11 bzw. der Zeit t aufgetragen. Ein gewünschter konstanter Zylinderdruckwert p bei Beginn des Steuerventilhubes ergibt sich, wenn die Federkraft F1 gleich der Summenkraft aus der dem jeweiligen Betriebszustand der Brennkraftmaschine entsprechenden "Zylinderkraft FZ1, FZ2, ..." und der Federkraft F2 wird. Das Steuerventil 11 öffnet, wenn

$$\begin{aligned} F_1 &= F_2 + FZ_1 \\ &= F_2 + FZ_2 \text{ usw.} \end{aligned}$$

ist. Die gewünschte konstante Öffnungskraft ist mit C bezeichnet.

Die Funktionsweise ist beispielsweise folgende: Aus der in Fig. 3 dargestellten Schließlage des Überströmventils 11 heraus wird die Spannung der Feder F1 bei Drehung der Nockenwelle erhöht, sodaß das Überströmventil 11 bei einem bestimmten Zylinderdruck p öffnet. Bei Nachlassen der Federkraft F1 infolge Weiterdrehung der Nockenwelle 25 überwiegt wiederum die "Zylinderkraft" und das Überströmventil 11 wird wieder geschlossen. Bei höheren Lasten kann ohne weiteres erreicht werden, daß dieses Überströmventil 11 nicht öffnet, weil der Druck p den hierfür notwendigen geringen Wert nicht erreicht. Das Öffnen und Schließen des Überströmventils 11 in den durch die beiden Nocken 26 und 27 bestimmten Punkten ist also abhängig vom Druck p im Brennraum 4 und somit vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine.

Dabei sind für beide durch die Nocken 26 und 27 gesteuerten Öffnungsphasen des Überströmventils 11 prinzipiell folgende Hubverläufe denkbar:

1. Bei einem Nockenhub kleiner H1 wird die Öffnung des Überströmventils lediglich durch den Zylinderdruck p + Feder F1 bestimmt und kann für bestimmte Betriebszustände — beispielsweise im Vollastbetrieb — überhaupt entfallen.
2. Bei einem Nockenhub zwischen H1 und H1 + H2 erfolgt in jedem Fall zu einem bestimmten von der Nockenkontur vorgegebenen Zeitpunkt eine Öffnung des Überströmventils 11. Dieser erzwungenen Öffnung kann jedoch — abhängig vom jeweils herrschenden Zylinderdruck p eine vom Zylinderdruck gesteu-

erte Öffnung vorausgehen und/oder nachfolgen.

3. Schließlich ist es auch denkbar, asymmetrische Nocken 26 und 27 auszubilden, welche sich sowohl in ihrer Kontur als auch in ihrem Nockenhub unterscheiden um unterschiedliche Druckverhältnisse während dem Überströmen der Gase in den Zwischenspeicher und deren Einblasen in den Zylinder durch unterschiedliche Öffnungszeiten ausgleichen zu können.

Das in Fig. 5 dargestellte Verfahren unterscheidet sich von jenem nach Fig. 2 dadurch, daß das Auslaßventil 8 nurmehr z.B. 90% des Gesamthubes geöffnet und dann sehr schnell bis auf einen Hub von z.B. 10% geschlossen wird. Aufgrund der Ausschlebewirkung des Kolbens 2 der Brennkraftmaschine wird ein Druck  $p$  im Zylinder 1 aufgebaut. Dieser wird in den Zwischenspeicher 9 übergeschoben. Auch in diesem Falle ist ein Überströmventil 11 vorhanden, welches aber im Vergleich zum Verfahren nach Fig. 2 den Einlaß in den Zwischenspeicher wesentlich später steuert, nämlich zwischen 240 und 280° KW. Der KW-Bereich für das Einströmen in den Zwischenspeicher ist mit 29 bezeichnet. Vom Beginn der Überströmung bei 240° KW an weist die Zylinderdruckkurve 14 einen leichten Anstieg auf, weil der noch nicht ausgeschobene Ladungsteil wieder etwas komprimiert wird. Das Überströmen zum Zwischenbehälter wird wiederum von einer Nockenwelle gesteuert, analog wie bei der Ausführung nach Fig. 2. Auch das Überströmen vom Zwischenbehälter 9 zum Zylinder während des Ansaugtaktes muß von einem Nocken gesteuert werden, analog wie in Fig. 2 dargestellt.

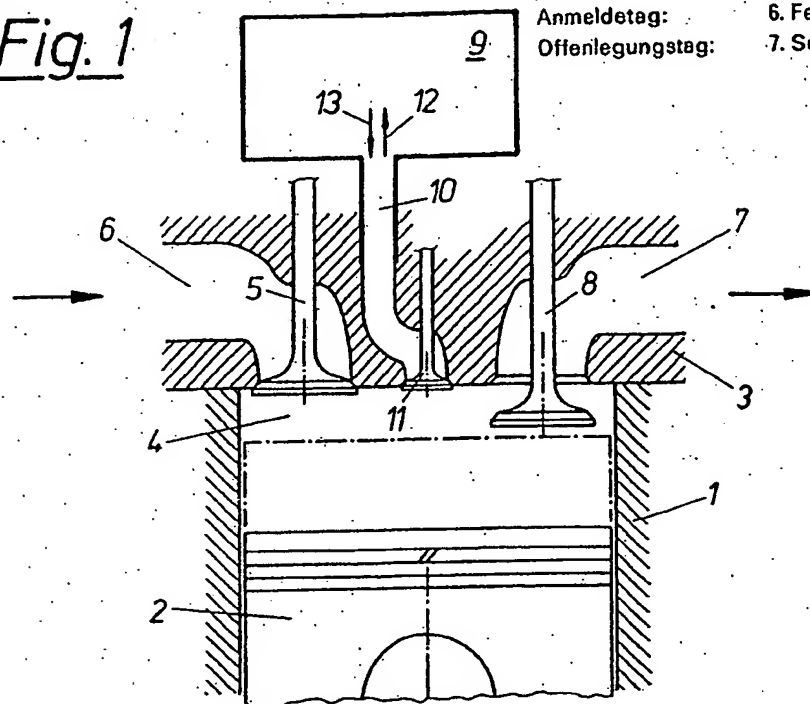
Für einen Dieselmotor mit einem Zylinderhubvolumen von 0,53 l wurde der Effekt einer derartigen internen Abgasrückführung thermodynamisch berechnet. Damit ergaben sich für einen Teillastpunkt von  $p_{mi} = 3,48$  bar bei 1300 U/min.

Geometrisches Verdichtungsverhältnis	Standard 20,5 : 1	Standard mit Abgasrückführung 20,5 : 1	Standard abgesenkt 16 : 1
Zwischenspeichervolumen (l)	0	0,13	0,13
Ladungsmasse (g)	0,521	0,576	0,584
effektives Verdichtungsverhältnis	20,5	24,7	20,5
Ladungstemperatur (K°)	1036	1226	1155
Zündverzögerung (° KW)	5,4	3,4	4,1

Es gilt, daß mit dem abgesenkten geometrischen Verdichtungsverhältnis von 16 : 1 in der Teillast mit interner Abgasrückführung das gleiche effektive Verdichtungsverhältnis von 20,5:1 gefahren wird, wie für den Standardausgangspunkt. Die Ladungstemperatur steigt auf 1155° K gegenüber 1036° K was eine Zündverzögerungsverkürzung um 1,3° KW von 5,4 auf 4,1° KW entspricht. Richtung Nennleistung kann ohne interner Abgasrückführung mit dem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 16:1 gefahren werden.

#### Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine, wobei jedem Zylinder in einem vorbestimmten Drehwinkelbereich der Kurbelwelle Gas entnommen wird, dieses Gas einem Zwischenspeicher zugeführt und sodann in einem anderen Drehwinkelbereich der Kurbelwelle dem Zylinder wieder zugeführt wird, dadurch gekennzeichnet, daß das Gas dem Zylinder nach Brennende entnommen und aus dem Zwischenspeicher vor Beginn der Kompression wieder zugeführt wird.
2. Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Auslaßventil der Brennkraftmaschine nur auf einen Teil, z.B. 90% vom möglichen Gesamthub geöffnet und dann sehr schnell bis auf einen Hub von z.B. 10% geschlossen wird, wobei im Zylinder der Brennkraftmaschine komprimiertes Gas über ein über die Nockenwelle betätigtes Steuerventil in den Zwischenbehälter übergeschoben wird und die Rückführung in den Zylinder vor Beginn der Kompression über das Steuerventil erfolgt.
3. Brennkraftmaschine zur Ausübung des Verfahrens nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Volumen des Zwischenbehälters (9) weniger als 50%, vorzugsweise 15 bis 30% des Hubvolumens des Zylinders (1) beträgt.
4. Brennkraftmaschine zur Ausübung des Verfahrens nach Anspruch 1 und nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Zylinder (1) und dem Zwischenspeicher (9) ein Verbindungskanal (10) vorgesehen ist, der mittels eines in ihm angeordneten Überströmventiles (11) in Abhängigkeit von mindestens einer Betriebskenngröße der Brennkraftmaschine steuerbar ist.
5. Brennkraftmaschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Betriebskenngröße die Last und/oder die Drehzahl der Brennkraftmaschine ist.
6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Betriebskenngröße Druck und/oder Temperatur im Brennraum (4) der Brennkraftmaschine sind.
7. Brennkraftmaschine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Betätigung des Überströmventiles (11) zum Verlauf des Druckes im Zylinder (1) phasenverschiebbar ist.

Fig. 1

Int. Cl. 4:

Anmeldetag:

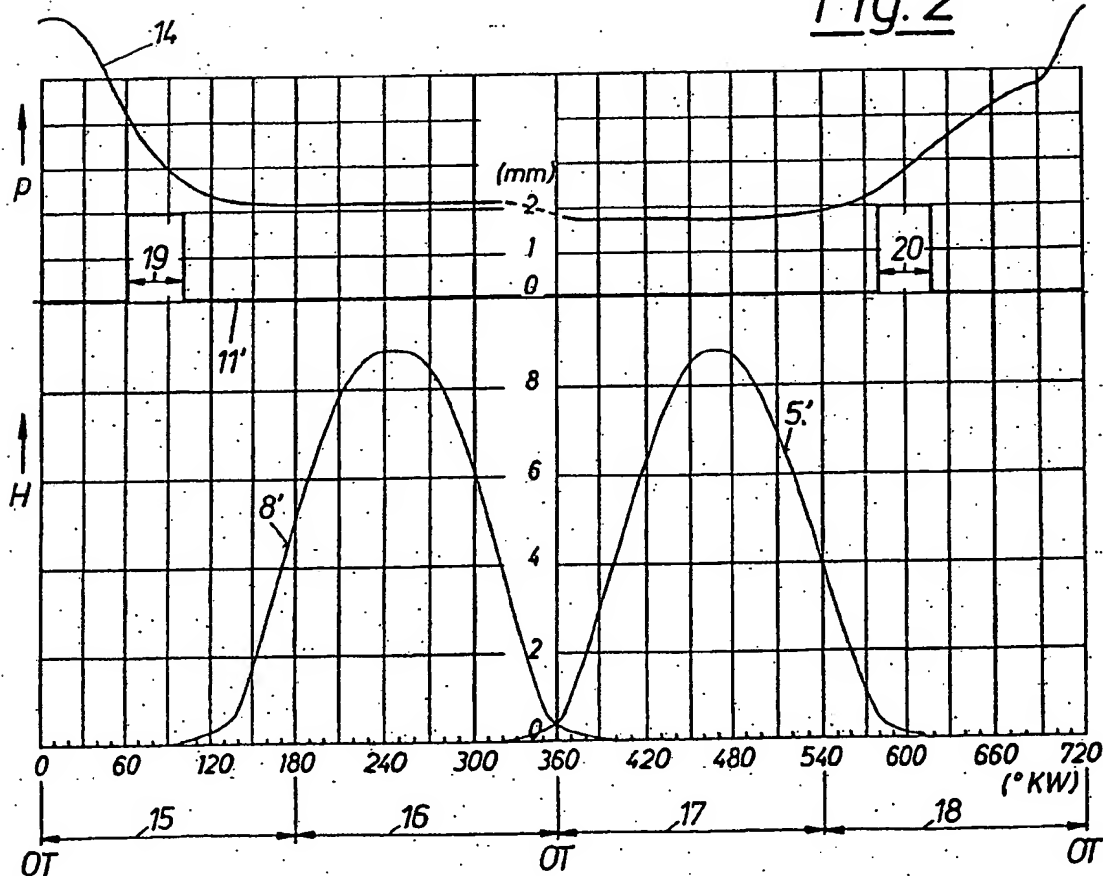
Offenlegungstag:

F 02 B 19/02

6. Februar 1989

7. September 1989

11

Fig. 2

908 836/435

